



HAL
open science

Impact du comportement vibratoire et acoustique des joints de portes et de vitrages sur le bruit d'origine aérodynamique

Clara Oliver, Louis Jézéquel, Sébastien Besset, François van Herpe, Zouhir Abbadi

► **To cite this version:**

Clara Oliver, Louis Jézéquel, Sébastien Besset, François van Herpe, Zouhir Abbadi. Impact du comportement vibratoire et acoustique des joints de portes et de vitrages sur le bruit d'origine aérodynamique. 12e Colloque national en calcul des structures, CSMA, May 2015, Giens, France. hal-01516619

HAL Id: hal-01516619

<https://hal.science/hal-01516619>

Submitted on 2 May 2017

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

Public Domain

Impact du comportement vibratoire et acoustique des joints de portes et de vitrages sur le bruit d'origine aérodynamique

C. Oliver¹, L. Jézéquel², S. Besset²
F. Van Herpe³, Z. Abbadi³

¹ LTDS, Ecole Centrale de Lyon, clara.oliver@doctorant.ec-lyon.fr

² LTDS, Ecole Centrale de Lyon, {sebastien,besset, louis.jezequel}@ec-lyon.fr

³ PSA Peugeot Citroën, {francois.vanherpe1,zouhir.abbadi}@mpsa.com

Résumé — Dans la modélisation des joints de portes et de vitrages pour la prédiction du bruit aérodynamique il est nécessaire de sortir du domaine classique du calcul vibro-acoustique linéaire, en raison du caractère fortement non-linéaire des joints. La déformation lors de la fermeture des portes ou vitres provoque des modifications des raideurs statique et dynamique, de l'amortissement et de la transparence acoustique des joints. Ensuite les efforts aérodynamiques modifient cette déformée statique lorsque le véhicule roule, ce qui amène aussi à des phénomènes d'interaction fluide-structure.

Mots clés — non-linéarités, hyperélasticité, vibroacoustique, optimisation multi-objectif

1. Introduction

1.1. Problématique

Les constructeurs automobiles ont effectué durant les dernières décennies des progrès considérables dans l'insonorisation des véhicules. Une des sources importantes de bruit est le bruit d'origine aérodynamique. Ce bruit peut devenir fortement émergent lorsque les véhicules roulent à grande vitesse, au-dessus de 80 km/h. Un écoulement turbulent se développe alors autour de l'enveloppe extérieure du véhicule et crée un champ de pression fluctuant qui vient impacter ses parois. Ces parois, en particuliers les vitrages, transmettent alors du bruit vers l'intérieur de l'habitacle.

L'étude du bruit d'origine aérodynamique repose encore beaucoup sur des mesures en soufflerie. Le coût exorbitant associé à ces séances de mesures et à la réalisation des prototypes fait nécessaire développement d'une méthode numérique prédictive pour l'aéroacoustique qui permette de prendre en compte plus tôt dans le schéma de développement des véhicules les problèmes aéroacoustiques, évitant ainsi les remises en cause tardives et coûteuses. Elle permettra également de comprendre les phénomènes physiques mis en jeu, dans le but d'améliorer le design acoustique des véhicules.

La difficulté de modéliser les joints provient en grande partie de leur comportement non linéaire. Les calculs menés chez PSA à la direction scientifique ont confirmé qu'il est nécessaire de prendre en compte l'effet de la déformation statique subie par les joints lors de la fermeture des vitres ou des portes sur leurs propriétés vibratoires. Cette déformation a une influence sur la raideur et l'amortissement du joint avant d'être soumis à l'excitation acoustique. Puisqu'il s'agit des joints en caoutchouc, ils entrent souvent dans le domaine des grandes déformations. Il est en conséquence nécessaire de prévoir des modèles non-linéaires qui prennent en compte ce comportement hyperélastique (Mooney Rivlin, Neo-Hookean,...). Ces propriétés dynamiques (raideurs, amortissement...) vont aussi dépendre de l'amplitude et de la fréquence des vibrations auxquelles les joints sont soumis (Payne effect, viscoélasticité). Ces effets non linéaires vont modifier le comportement du joint lorsqu'il agit comme

condition limite pour la vibration des vitrages (transfert solide) mais également leur propriété d'isolation acoustique (transfert aérien).

De plus, la dispersion de fabrication et d'utilisation (température, usure...) complique encore la modélisation numérique et rend l'optimisation vibro-acoustique des paramètres de conception des joints extrêmement complexe. L'optimisation est encore plus difficile lorsqu'elle est multi-objectif et qu'on ajoute par exemple aux transferts solide et aérien l'étanchéité (eau, air, poussière) et le claquage de porte (loi d'enfoncement), car les différents objectifs sont souvent antagonistes.

1.2 Objectif

L'objectif est de construire un ensemble de modèles numériques adaptés à une stratégie de conception optimale des joints de porte et de vitrages dans le cadre d'une synthèse vibro-acoustique intégrant l'ensemble des fonctionnalités décrites précédemment. Cette modélisation doit être suffisamment simple pour être intégrée dans un modèle de véhicule complet. La procédure d'optimisation visera à diminuer le coût de fabrication et la masse des joints tout en recherchant à diminuer l'émission des bruits aérodynamiques dans l'habitacle des véhicules. La méthode de conception qui sera adoptée correspond à celle développée par le Laboratoire de Tribologie et Dynamique des Systèmes (LTDS) dans le cadre de l'Equipe de Recherche Technologie FIRST DESIGN. Cette méthode repose sur une optimisation multi-physique hiérarchisée associée aux diverses phases du cycle en V de l'ingénierie système. Il est à noter qu'à chaque étape de la conception, l'incertitude sur les paramètres est intégrée à l'aide d'une approche statistique ou possibiliste.

Un joint de porte réaliste a été choisi et modélisé lors d'un cas simple de fermeture de porte compression verticale. Le joint choisi est composé de 3 parties : une partie inférieure d'attache à la caisse en caoutchouc incompressible (EPDM), une partie supérieure en caoutchouc compressible (Cellulaire) et un renforcement en acier. Le joint de fenêtre est beaucoup plus simple et d'un seul type de caoutchouc, l'étude principale se fait donc sur le joint de porte (voir Figure 1).



Figure 1 (gauche) Joint de porte. (Droite) Joint de fenêtre.

A cause de la complexité géométrique de la pièce, tous ces calculs sont modélisés avec le logiciel EF Abaqus.

2. Modélisation numérique de la mise en précharge du joint

2.1 Hyperélasticité

Pour la modélisation statique de la pre-contrainte, un modèle de matériau hyperélastique est nécessaire. Les principaux modèles utilisés pour ce type de problème sont ceux de Mooney-Rivlin et Neo-Hookean [1][2], la densité d'énergie de déformation (W) desquels prend la forme :

- ▶ Mooney-Rivlin : $W = C_{01}(I_2 - 3) + C_{10}(I_1 - 3) + D(J - 1)^2$
- ▶ Neo-Hookean : $W = C_1(I_1 - 3) + D(J - 1)^2$

D_1, C_{01}, C_{10}, C_1 Sont des constants du matériau. J la Jacobienne du tenseur de déformations F et I_i les invariants du tenseur de Green-Cauchy C .

Il est aussi possible, dans certains cas où le comportement non-linéaire n'est pas atteint, de simplifier le modèle Neo-Hookean. Pour $\varepsilon \ll 1$ on peut linéariser pour obtenir une loi de Hooke :

$$E = 6(C_1) \quad \nu = \begin{cases} 0,5 & \text{si incompressible} \\ \frac{6D - E}{12D} & \text{si compressible} \end{cases}$$

Malgré que nous puissions parfois utiliser cette simplification, il est nécessaire que le modèle représente n'importe quel cas de compression. Le modèle Neo-Hookean est plus simple et déjà représentatif du cas considéré. Nous adoptons ce modèle pour notre calcul.

3. Modélisation expérimentale de la mise en précharge du joint

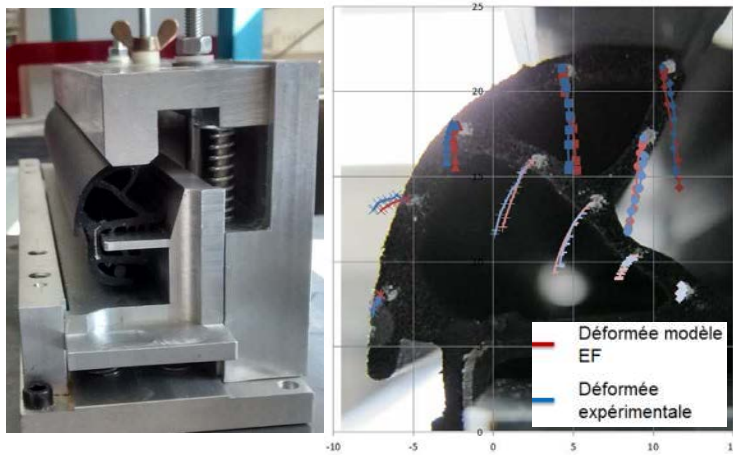


Figure 2 (gauche) Montage expérimentale. (droite) Corrélation numérique-expérimentale, déplacement en mm.

Dans chaque intervalle de déplacement de la porte, la compression des ressorts, ainsi que le déplacement de 10 points marqués sur la section du joint sont relevés.

La validation du modèle statique proposée repose sur un ensemble de 3 pièces qui reproduisent le montage du joint de porte (Figure 2):

Une pièce supérieure simule la porte. Pilotée en déplacement, elle vient compresser le joint placé sur une pièce intermédiaire qui simule la caisse et le support. Une 3^{ème} pièce fixée au bâti et liée à la pièce intermédiaire à travers de 4 ressorts, nous permet de mesurer la force de compression.

Nous montrons dans la Figure 2 (droite) la comparaison entre les calculs et l'essai. La corrélation est très bonne, avec un peu plus d'écart pour deux points en bas à droite. Cet écart pourrait être dû à une différence géométrique entre le profil CAO donné par l'entreprise et la pièce effectivement utilisée pour l'essai.

3. Modélisation numérique du transfert acoustique

3.1 Modélisation et conditions limites

Un facteur représentatif du transfert du bruit est la courbe d'affaiblissement. Elle nous donne le rapport entre la puissance d'excitation et la puissance transmise à l'autre côté du joint. Cette courbe peut présenter, dans le domaine de fréquences de l'excitation aérodynamique du véhicule (400-10000Hz), des phénomènes de coïncidence acoustique. A cause de ce phénomène, pour certaines fréquences d'excitation les éléments excités rayonnent fortement. Cela se traduit en une baisse de l'affaiblissement et donc un transfert

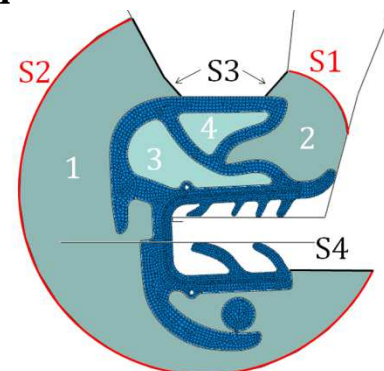


Figure 3 Modèle dynamique

de bruit important à l'intérieur, que nous voulons éviter. Pour obtenir cette courbe nous introduisons un modèle dynamique (Figure 3) qui prend en compte l'interaction entre le joint et l'air à l'intérieur et extérieur (zone 1 et 2) de la voiture, ainsi que les cavités internes (3 et 4). Les conditions limites utilisées sont de type non-réflexion sur S1 et S2 et de vitesse nulle sur S3 et S3. En introduisant cela dans les équations de couplage fluide-structure formulés en fréquence [3], en y insérant les termes l'hyperélasticité et de viscoélasticité (Sections 2.1et 3.3) nous pouvons représenter les vibrations du joint lors d'une excitation acoustique quelconque et le transfert du bruit à l'intérieur. Nous pouvons ensuite tracer la courbe d'affaiblissement et identifier les phénomènes de coïncidence acoustique dans le joint. Cela nous permettra de les éviter ou les contrôler dans une étape ultérieure d'optimisation. Par ailleurs, la validation de ce modèle pour une excitation de type champ diffus est facilement reproductible en expérimentation.

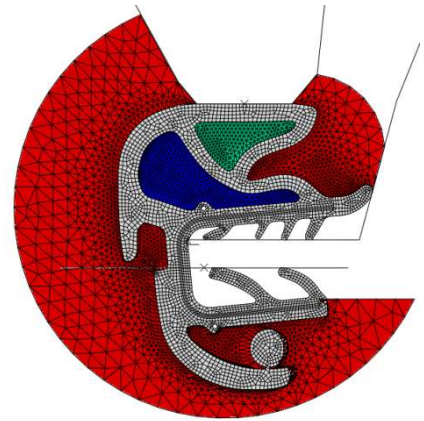


Figure 4 Premier mode du modèle dynamique du joint de porte

3.3 Viscoélasticité

Pour le calcul dynamique, en linéarisant autour du point de la prédéformée nous pouvons utiliser :

$$\sigma = \sigma^0 + \Delta\sigma^* \exp(i\omega t)$$

Nous proposons dans un premier temps de modéliser l'incrément de sigma avec un modèle viscoélastique linéaire typique :

$$\sigma = \int_0^t 2G(t - \tau) \frac{de}{d\tau} d\tau + \mathbf{1} \int_0^t K(t - \tau) \frac{d\Delta}{d\tau} d\tau$$

La détermination de G et K se fait en utilisant le modèle de Maxwell généralisé, qui se sert d'une série de Prony, compatible avec les modèles de viscoélasticité ABAQUS

En revanche dans cette modélisation, l'effet de Payne n'est pas pris en compte directement. Il sera nécessaire de l'intégrer d'une autre façon.

5. Conclusions

Nous sommes en train de développer les outils qui nous permettront de faire l'analyse des sensibilités et l'optimisation des joints. Dans ce travail nous présentons la modélisation de la prédéformée non-linéaire ainsi que sa validation expérimentale. Le modèle dynamique a également été défini et une viscoélasticité linéaire y a été intégrée. Une fois simplifié, ce modèle nous servira pour les analyses de sensibilités et les démarches d'optimisation prévues.

Références

- [1] Y-S.Yu, Y-P.Zhao, Deformation of PDMS membrane and microcantilever by a water droplet:Comparison between Mooney–Rivlin and linear elastic constitutive models, *Journal of Colloid and Interface Science* 332 , Elsevier, 467–476, 2009.
- [2] A. Stenti, D. Moens, P. Sas, W. Desmet, Low-frequency dynamic analysis of automotive door weather-strip seals, *Mechanical Systems and Signal Processing* 22, Elsevier, 1248-1260 ,2008
- [3] H. J.-P. Morand , R. Ohayon, Interactions fluides-structures, Wiley, 1995